




# STEERING CONTROL DEVICE

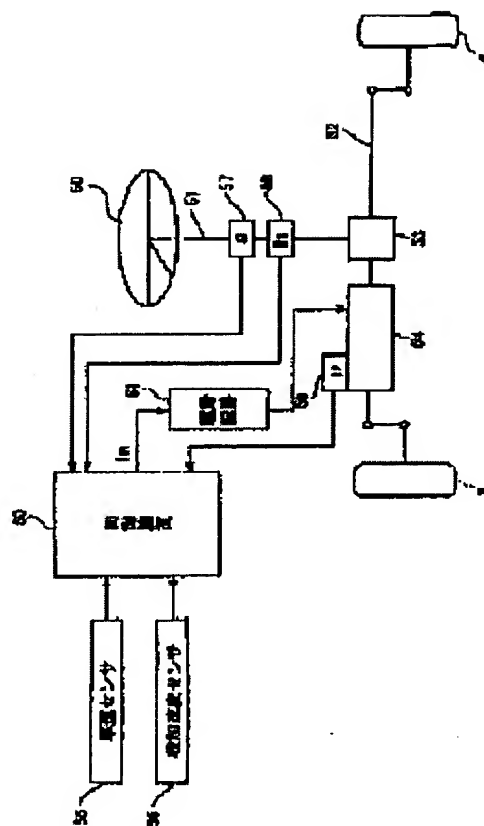
**Patent number:** JP2000238654  
**Publication date:** 2000-09-05  
**Inventor:** KAWAGUCHI YUTAKA; SUGITANI NOBUYOSHI  
**Applicant:** TOYOTA MOTOR CORP  
**Classification:**  
 - International: B62D6/00; B62D5/04; B62D5/083; B62D5/22; B62D101/00; B62D111/00; B62D119/00  
 - european: B62D6/00  
**Application number:** JP19990060436 19990308  
**Priority number(s):** JP19990060436 19990308; JP19980370251 19981225

Also published as:

 EP1013536 (A)  
 US6239568 (B)  
 EP1013536 (A)

## Abstract of JP2000238654

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To control a hysteresis width in a steering angle-steering reaction characteristic by controlling a phase of steering reaction acting on a steering wheel by controlling driving of an actuator for imparting driving force to a steering system. **SOLUTION:** A vehicle speed, a steering angle  $\theta$ , lateral acceleration, a load current value  $I_r$  and steering torque  $M_t$  detected by respective sensors 55 to 59 are read in. The whole steering load acting on a steering wheel 50 is arithmetically operated to be set as the total load. A control current value to an assist motor 54 is set on the basis of this total load and the vehicle speed. Then, a target current value  $I_m$  to the assist motor 54 is set by using the lateral acceleration to adjust a phase of steering reaction besides the control current value. The target current value  $I_m$  is outputted to a driving circuit 61, and the driving circuit 61 controls a driving current so that the target current value  $I_m$  is supplied to the assist motor 54. Thus, the phase of the steering reaction to the steering angle  $\theta$  is advanced according to the lateral acceleration to restrain reduction in a hysteresis width.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(11)特許出願公開番号

特開2000-238654

(P2000-238654A)

(43)公開日 平成12年9月5日(2000.9.5)

(51) Int.Cl.7

識別記号

FI

テーマト\* (参考)

B 6 2 D 6/00  
5/04  
5/083  
5/22

B 6 2 D 6/00  
5/04  
5/083  
5/22

3 D 0 3 2  
3 D 0 3 3

// B 6 2 D 101:00

審査請求 未請求 請求項の数13 OL (全 19 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平11-60436

(22)出願日 平成11年3月8日(1999.3.8)

(31)優先権主張番号 特願平10-370251

(32)優先日 平成10年12月25日(1998. 12. 25)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市卜三夕町1番地

(72)発明者 川口 裕

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 杉谷 伸芳

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74)代理人 100088155

弁理士 長谷川 芳樹 (外1名)

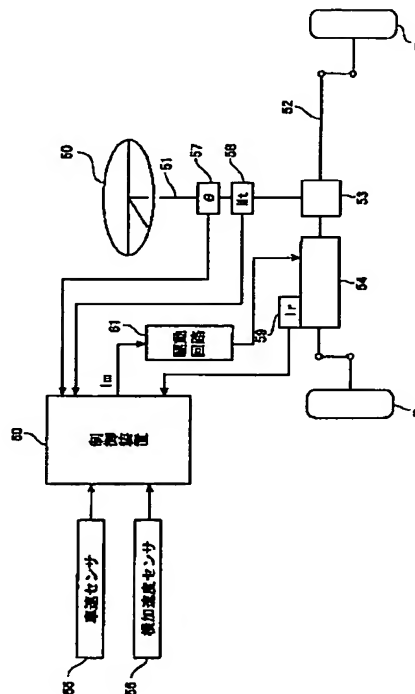
[最終頁に続く](#)

(54) 【発明の名称】 操舵制御装置

(57) 【要約】

【課題】操舵角～操舵反力特性におけるヒステリシス幅が高速車速域で減少傾向となり、高速走行時における操縦安定性に影響を及ぼす。

【解決手段】 横加速度 $L_A$ などの検出信号の符号を反転させることで、操舵反力 $M_T$ よりも位相が進んだ信号となる。この反転した横加速度 $L_A$ に応じた力を、アシストモータ54を利用して操舵系に加える。これにより、操舵反力 $M_T$ の位相が進み、高車速域でのヒステリシス幅の減少を抑制できる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 操舵反力の制御を行う操舵制御装置であって、

操舵ハンドルから転舵輪に至る操舵系に介在し、この操舵系に駆動力を付与するアクチュエータと、

前記アクチュエータの駆動制御を行うことで、前記操舵系を介して操舵ハンドルに作用する操舵反力の位相を制御する位相制御手段とを備える操舵制御装置。

【請求項2】 前記アクチュエータの駆動力を、前記操舵系の可動方向に沿って作用させる請求項1記載の操舵制御装置。

【請求項3】 前記アクチュエータの駆動力により、前記操舵系に作用する摩擦力を変化させる摩擦力調整手段を備える請求項1記載の操舵制御装置。

【請求項4】 前記位相制御手段は、前記操舵ハンドルの操舵角に対する前記操舵反力の位相をより進めるように、前記アクチュエータに対する制御量を設定する請求項1、2又は3記載の操舵制御装置。

【請求項5】 前記位相制御手段は、前記操舵ハンドルの操舵角に対する前記操舵反力の位相をより遅らせるように、前記アクチュエータに対する制御量を設定する請求項1、2又は3記載の操舵制御装置。

【請求項6】 前記位相制御手段は、車速をもとに前記制御量を設定する請求項4又は5記載の操舵制御装置。

【請求項7】 前記位相制御手段は、高車速では前記操舵ハンドルの操舵角に対する前記操舵反力の位相をより進め、低車速では前記操舵ハンドルの操舵角に対する前記操舵反力の位相をより遅らせるように、前記制御量を設定する請求項6記載の操舵制御装置。

【請求項8】 前記位相制御手段は、前記転舵輪から前記操舵系に作用する外力を直接的又は間接的に示す検知結果をもとに前記制御量を設定する請求項4又は5記載の操舵制御装置。

【請求項9】 前記位相制御手段は、前記操舵ハンドルの操作に応じた機械的変位を示す検知結果をもとに前記制御量を設定する請求項4又は5記載の操舵制御装置。

【請求項10】 前記位相制御手段は、さらに前記検知結果の変化状態をもとに前記制御量を設定する請求項8又は9記載の操舵制御装置。

【請求項11】 前記位相制御手段は、位相変化に伴う前記操舵反力の変化を抑制するように、前記操舵ハンドルの操作に応じた機械的変位をもとに前記アクチュエータに対する補正制御量を設定する請求項1、4又は5記載の操舵制御装置。

【請求項12】 前記位相制御手段は、前記補正制御量をさらに車速に応じて変更する請求項11記載の操舵制御装置。

【請求項13】 前記位相制御手段は、前記検知結果を示す信号の位相を変更すると共に、位相を変更した前記検知結果をもとに、前記制御量を設定する請求項8又は

9記載の操舵制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、操舵反力の制御を行う操舵制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来から操舵反力の制御を行う装置としては、検出された操舵トルクに応じ、電動モータの駆動力や油圧により操舵時にアシスト力を付与する、いわゆるパワーステアリング装置が知られている。この場合、アシスト力を増加させることで操舵反力は減少し、アシスト力を減少させることで操舵反力は増加することになる（特開昭63-306972号など）。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ここで、操舵ハンドルの操舵角 $\theta$ と操舵ハンドルに作用する操舵反力MTとの関係を図1に示す。図1に示す操舵角 $\theta$ ～操舵反力MT特性は、パワーステアリング装置を搭載した車両を用い、操舵角 $\theta$ が正弦波状に変化するようにスラローム走行させ、その際の操舵反力MTの推移を検出した結果である。図中、実線で示す特性曲線が中車速で走行した場合、点線で示す特性曲線が高車速で走行した場合の結果である。

【0004】操舵角 $\theta$ と操舵反力MTとの間には位相差があり、操舵反力MTは操舵角 $\theta$ に対して位相が進んでいるため、両特性曲線は上に凸のリサージュ曲線となっている。ここで、このリサージュ曲線のヒステリシス幅に注目すると、中車速に比べて、高車速におけるヒステリシス幅が小さくなっており、特に舵角中立位置付近（操舵角 $\theta=0$ 付近）では、中車速のヒステリシス幅 $w_m$ に比べて、高車速のヒステリシス幅 $w_h$ が大きく減少していることが分かる。

【0005】車両の進行方向を一定方向に維持しようとする場合、運転者は一定の操舵角を維持するために、操舵ハンドルを握る左右の保舵力を一定に維持する必要があるが、実際には困難であることは経験的に知られている。このように左右の保舵力のバランスが微妙に変化した場合、或いは、転舵輪からの外力が操舵ハンドルに作用して操舵反力が微妙に変化した場合にも、このような力の変化が、図示したようなヒステリシスの大きさを超えない限り、操舵ハンドルは同一の操舵角を維持する。換言すれば、ヒステリシス幅が小さい場合には、操舵力や外力の僅かな変化が操舵角 $\theta$ の変化として現れてしまうことになる。従って、図1に示すように、高車速になるほどヒステリシス幅が小さくなると、これに伴い、操舵力や外力の僅かな変化にも操舵角 $\theta$ が敏感に反応してしまい、車速に応じて操舵感が変化することになる。

【0006】なお、操舵ハンドル～車輪（転舵輪）間の伝達剛性を高めることで、このようなヒステリシス幅を増加させることができるが、この場合には路面からの振

動が車両側により大きく伝達されてしまい、乗り心地感を低下させてしまう。

【0007】本発明はこのような課題を解決すべくされたものであり、その目的は、このような乗り心地感を犠牲にする機械的手法を用いることなく、操舵角－操舵反力特性におけるヒステリシス幅を調整し得る操舵制御装置を提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】請求項1にかかる操舵制御装置は、操舵反力の制御を行う操舵制御装置であって、操舵ハンドルから転舵輪に至る操舵系に介在し、この操舵系に駆動力を付与するアクチュエータと、アクチュエータの駆動制御を行うことで、操舵系を介して操舵ハンドルに作用する操舵反力の位相を制御する位相制御手段とを備えて構成する。

【0009】操舵ハンドルには、本来操舵反力を構成する操舵系の摩擦力や転舵輪からの外力に加え、アクチュエータの駆動力が作用するため、これらの力が合成された力が操舵反力として操舵ハンドルに作用することになる。従って、アクチュエータの駆動力を適宜制御することで、本来操舵ハンドルに作用する操舵反力の位相を変化させることができる。位相制御手段では、このようにアクチュエータの駆動制御を行うことで、操舵ハンドルに作用する操舵反力の位相を制御する。請求項2にかかる操舵制御装置は、請求項1における操舵制御装置において、アクチュエータの駆動力は、操舵系の可動方向に沿って作用させる。操舵反力は、転舵輪から操舵系に作用する外力に基づく反力と、操舵系の摩擦力に基づく反力とを含んで構成され、これらの合成力が操舵反力として操舵ハンドルに作用する。そこで、アクチュエータの駆動力を操舵系の可動方向に沿って作用させることで、この駆動力は転舵輪から操舵系に作用する外力と合成されることになり、その結果、転舵輪から操舵系に作用する外力の位相を進めたり、或いは遅らせたりすることができる。このように操舵反力を構成する外力の位相を変化させることで、操舵ハンドルに作用する操舵反力の位相を制御する。請求項3にかかる操舵制御装置は、請求項1における操舵制御装置において、アクチュエータの駆動力により、操舵系に作用する摩擦力を変化させる摩擦力調整手段をさらに備える。

【0010】前述したように、操舵系の摩擦力に基づく反力も、操舵反力を構成する力であるため、この摩擦力を変化させることで、操舵反力の位相を制御することができる。この摩擦力に基づく反力は、操舵方向に対向する力となるため、操舵ハンドルの操舵角変化に対し、位相進みを持っている。従って、摩擦力調整手段によって操舵系に作用する摩擦力を変化させることで、操舵角に対する位相進みの程度が変化することになる。このように操舵系の摩擦力を変化させ、操舵系に作用する外力に基づく反力と合成することで、操舵ハンドルに作用す

る操舵反力の位相を制御する。

【0011】請求項4にかかる操舵制御装置は、請求項1、2又は3における操舵制御装置において、位相制御手段は、操舵ハンドルの操舵角に対する操舵反力の位相をより進めるように、アクチュエータに対する制御量を設定する。

【0012】位相制御手段によって、操舵ハンドルの操舵角に対する操舵反力の位相をより進めることで、特に操舵角の中立位置付近における操舵角－操舵反力特性のヒステリシス幅を増加させる方向に制御することができる。

【0013】請求項5にかかる操舵制御装置は、請求項1、2又は3における操舵制御装置において、位相制御手段は、操舵ハンドルの操舵角に対する操舵反力の位相をより遅らせるように、アクチュエータに対する制御量を設定する。

【0014】操舵ハンドルの操舵角に対する操舵反力の位相をより遅らせることで、このヒステリシス幅を減少させる方向に制御することができる。請求項6にかかる操舵制御装置は、請求項4又は5記載における操舵制御装置において、位相制御手段は、車速をもとに制御量を設定する。操舵角に対する操舵反力の位相が変化する要因の1つに車速変化があり、車速をもとに制御量を設定することで、車速変化に起因した、操舵角に対する操舵反力の位相変化を抑制するように制御することができる。

【0015】請求項7にかかる操舵制御装置は、請求項6における操舵制御装置において、位相制御手段は、高車速では操舵ハンドルの操舵角に対する操舵反力の位相をより進め、低車速では操舵ハンドルの操舵角に対する操舵反力の位相をより遅らせるように制御量を設定する。

【0016】この処理により、高車速時におけるヒステリシス幅が増加し、高車速時の操縦安定性を向上させることができ、低車速時におけるヒステリシス幅が減少し、操舵力を低減させると共に、操舵ハンドルの切り戻し操作が容易となる。

【0017】請求項8にかかる操舵制御装置は、請求項4又は5における操舵制御装置において、位相制御手段は、転舵輪から操舵系に作用する外力を直接的又は間接的に示す検知結果をもとに制御量を設定する。

【0018】前述したように、転舵輪から操舵系に作用する外力が操舵反力の生成に関わっており、操舵角に対する外力の位相が変化することで、操舵角－操舵反力特性におけるヒステリシス幅が変化する。そこで、この外力の推移を検知し、この検知結果をアクチュエータの制御に反映させることで、外力の変化に応じた操舵反力の位相制御を実施する。

【0019】なお、転舵輪から操舵系に作用する外力は、車両に作用する横加速度、転舵輪に連結された転舵

軸に作用する軸力、転舵軸を駆動するモータの負荷などをもとに、直接的に検知することができるが、この他にも、例えば車両に作用するヨーレートと車速とをもとに間接的に検知することもできる。

【0020】請求項9にかかる操舵制御装置は、請求項4又は5における操舵制御装置において、位相制御手段は、操舵ハンドルの操作に応じた機械的変位を示す検知結果をもとに制御量を設定する。

【0021】操舵ハンドルの操作に応じた機械的変位として、操舵ハンドルの操舵角、転舵輪の転舵角、転舵軸の変位位置などの検出結果を用いた場合にも、転舵輪から操舵系に作用する外力を簡易的に把握することができる。この際、車速や路面摩擦係数（以下、路面 $\mu$ という）などを考慮しても良い。なお、位相制御手段において操舵角の検出結果を用いる場合には、操舵角と位相の異なる検出結果と組み合わせて用いる等により、操舵角に対する操舵反力の位相を変化させ得る制御量を設定することができる。

【0022】請求項10にかかる操舵制御装置は、請求項8又は9における操舵制御装置において、位相制御手段は、検知結果の変化状態をもとに制御量を設定する。

【0023】制御量を設定する際に、検知結果の変化速度などの変化状態を考慮することで、この変化状態に応じたヒステリシス幅を持たせることができる。これにより、例えば、操舵ハンドルの切り返し時にヒステリシス幅を増加させることも可能であり、これにより切り応え感が向上して操作性を向上させることができる。

【0024】請求項11にかかる操舵制御装置は、請求項1、4又は5における操舵制御装置において、位相制御手段は、位相変化に伴う操舵反力の変化を抑制するように、操舵ハンドルの操作に応じた機械的変位をもとにアクチュエータに対する補正制御量を設定する。

【0025】例えば、操舵反力の位相をより進ませることで、高車速時におけるヒステリシス幅の減少を抑制する場合を想定すると、操舵反力の位相を進ませる結果、操舵角－操舵反力特性のリサージュ曲線の傾きが緩やかになり、実際に作用すべき操舵反力に比べて小さな操舵反力が作用することになる。従って、この場合には、位相変化に伴う操舵反力の減少を抑制するよう、操舵ハンドルの操舵位置を示す操舵角などに応じて、操舵反力を増加させる方向に補正制御量を設定する。

【0026】また、操舵反力の位相をより遅らせるように位相を制御すると、操舵角－操舵反力特性のリサージュ曲線の傾きが増加し、実際に作用すべき操舵反力に比べて大きな操舵反力が作用することになる。従って、この場合には、位相変化に伴う操舵反力の増加を抑制するよう、操舵ハンドルの操舵位置を示す操舵角などに応じて、操舵反力を減少させる方向に補正制御量を設定する。

【0027】請求項12にかかる操舵制御装置は、請求

項11における操舵制御装置において、位相制御手段は、補正制御量をさらに車速に応じて変更する。

【0028】操舵角などの機械的変位に応じた操舵反力は、車速に応じて変化するため、補正制御量をさらに車速に応じて変更することで、より好適な補正制御量を設定することができる。

【0029】請求項13にかかる操舵制御装置は、請求項8又は9における操舵制御装置において、位相制御手段は、検知結果を示す信号の位相を変更すると共に、位相を変更した検知結果をもとに、制御量を設定する。

【0030】このように検知結果の位相を適宜変更することで、操舵角に対する操舵反力の位相の進み・遅れ角を自由に選択することが可能となる。

【0031】

【発明の実施の形態】まず、操舵角－操舵反力特性のヒステリシス幅が変化する現象について説明する。

【0032】図2に示すように、操舵ハンドル1は操舵軸2を介して転舵軸3に連結されており、転舵軸3の両側には転舵輪4が連結されている。また、転舵軸3には、転舵軸3を変位駆動して操舵のアシスト力を発生するアシストモータ5を備えている。

【0033】ここで操舵反力MTを構成する力について説明する。

【0034】運転者が操舵力を付与して操舵ハンドル1を回転させようとする、その力は操舵反力MTとなって現れる。操舵ハンドル1が連結された操舵系には摩擦力があり、そのため操舵反力MTがこの摩擦力よりも大きくなければ操舵ハンドル1は回転しない。従って操舵角 $\theta$ はこの摩擦力分だけ操舵反力MTより位相が遅れる。このような操舵系の摩擦力 $T_m$ による反力は、操舵軸2となるステアリングシャフト部における摩擦力やギアボックス部の摩擦力などで構成され、図3に示すように、操舵速度に比例せず、かつ、車速などによらず、操舵方向に対向する力として現れる。また、前述したように、操舵ハンドル1に付与する力が摩擦力 $T_m$ を超えて大きくなって、初めて操舵角 $\theta$ が変化するため、摩擦力 $T_m$ の位相は操舵角 $\theta$ に対して進んでおり、横軸に操舵角 $\theta$ をとると、上に凸のリサージュ曲線を描く。

【0035】次に、操舵ハンドル1が回転を始め操舵角 $\theta$ が変化すると、操舵軸2を介して機械的に連結された転舵軸3が変位して転舵輪4を転舵させる。これにより、走行中の車両は進行方向が変わり、転舵輪4にはセルフアライニングトルクが発生して、車両に横加速度 $L$ Aやヨーレート $Y_r$ が作用する。このようなセルフアライニングトルクに基づき転舵輪4から操舵系に作用する外力（タイヤ反力） $T_{satl}$ は、操舵軸2を振ろうとする力に変換されて操舵反力MTに反映される。従って、タイヤ反力 $T_{satl}$ は、操舵角 $\theta$ に対して位相遅れを持っており、図4に示すように、横軸に操舵角 $\theta$ をとると、下に凸のリサージュ曲線を描く。また、高車速になるほど

操舵角 $\theta$ に対するタイヤ反力 $T_{sat}$ の位相遅れが大きくなるので、高車速ほどこのリサージュ曲線のヒステリシス幅が大となる。さらに、タイヤ反力 $T_{sat}$ を示す指標となる横加速度 $L_A$ は $V^2/R$ に比例するため( $V$ は車速、 $R$ は旋回半径)、同一の操舵角 $\theta$ であっても車速の2乗に比例して横加速度 $L_A$ は増加する。この作用により、図4のリサージュ曲線は、低車速に比べ高車速の方がその傾きが増しており、同一の操舵角 $\theta$ であっても、車速が増せば操舵反力が増すのはこの影響である。

【0036】操舵反力 $M_T$ には、これら摩擦力 $T_m$ とタイヤ反力 $T_{sat}$ の双方が作用し、これらの力を足し合わせると図5に示すようになる。高車速になるほど傾きは増すが、タイヤ反力 $T_{sat}$ の位相遅れが増大するため、操舵角 $=0$ の付近では、ヒステリシス幅が減少していることが分かる。

【0037】また、アシストモータ5から発生されるアシスト力 $P_S$ は、操舵反力 $M_T$ を減少させる方向に作用するため、操舵反力 $M_T$ 、摩擦力 $T_m$ 、タイヤ反力 $T_{sat}$ 及びアシスト力 $P_S$ の関係は下記(1)式で表すことができる。

$$【0038】M_T = T_m + T_{sat} - P_S \cdots (1)$$

図6及び図7に、実際に走行中の車両における、操舵反力 $M_T$ 、操舵角 $\theta$ 、横加速度 $L_A$ 及びヨーレート $Y_r$ の検出結果を示す。これは、図2の操舵系を搭載した車両を用い、等間隔にパイロンを配置したコース上をスラローム走行させ、その際の車速を50km/h程度の中車速(図6)、80km/h程度の高車速(図7)とした場合の各検出結果を時系列データとして表示したものである。なお、各検出値は図2に示した各矢印の方向を正方向としており、以降の実施形態でもこの方向を基準とする。

【0039】中車速(図6)の時系列データでは、操舵反力 $M_T$ が先行して現れ、その後操舵角 $\theta$ が続き、この後、横加速度 $L_A$ とヨーレート $Y_r$ がほぼ同位相で検出されている。これに対し、高車速(図7)の時系列データでは、操舵角 $\theta$ に対する横加速度 $L_A$ やヨーレート $Y_r$ の位相遅れがより大きくなっており、また、操舵角 $\theta$ に対する操舵反力 $M_T$ の位相進みの程度が小さくなっている。これは、前述したように、車速の増加に伴って、操舵角 $\theta$ に対するタイヤ反力 $T_{sat}$ の位相遅れが増加することが原因となっており、この影響で、操舵角 $\theta$ に対する操舵反力 $M_T$ の位相進みが抑制され、図1或いは図5で示したヒステリシス幅が減少することになる。

【0040】このような作用により操舵角—操舵反力特性のヒステリシス幅が変化するが、換言すれば、操舵角 $\theta$ に対する操舵反力 $M_T$ の位相を制御することで、このヒステリシス幅を制御することができる。

【0041】そこで、操舵角 $\theta$ に対する操舵反力 $M_T$ の位相を変化させる手法について説明する。前述したタイヤ反力 $T_{sat}$ と同様な特性を示す車両状態量として、例

えば横加速度 $L_A$ があり、この横加速度 $L_A$ の検出信号の符号を反転させることで、位相が180度変化した信号となる。そして、この信号は操舵反力 $M_T$ よりも位相が先行しているため、この反転した横加速度 $L_A$ に応じた力を操舵反力 $M_T$ に加えて合成することで、操舵角 $\theta$ に対し、操舵反力 $M_T$ の位相をより進ませることが出来る。

【0042】図8に高車速時における各検出結果の波形を示す。 $-0.15L_A$ として示す波形は、横加速度 $L_A$ の検出結果の符号を反転させて $0.15$ 倍した波形であり、この波形を操舵反力 $M_T$ に加えて $M_T - 0.15L_A$ とした波形は、操舵反力 $M_T$ よりも位相が進んでいることが分かる。また図9に、このときの操舵角 $\theta$ に対する特性を示すと、 $\theta \sim M_T$ 特性に比べ、 $\theta \sim (M_T - 0.15L_A)$ 特性の方が、操舵角 $\theta = 0$ 付近のヒステリシス幅が増加している。このことから、 $M_T - 0.15L_A$ とした波形は、操舵反力 $M_T$ よりも操舵角 $\theta$ に対する位相進みが増加しており、反転した横加速度 $L_A$ に応じた力を操舵反力 $M_T$ に加えることで、前述したヒステリシス幅の減少を抑制し得ることが分かる。

【0043】ここでは、操舵角 $\theta$ に対して位相遅れを持った検出値として横加速度 $L_A$ を例示したが、この他にも、ヨーレート $Y_r$ 、転舵軸3に作用する軸力、アシストモータ5の負荷状態など、操舵角 $\theta$ に対して位相遅れを持った検出結果であれば、同様に符号を反転させた検出結果に応じた力を操舵反力 $M_T$ に加えることで、操舵反力 $M_T$ の位相をより進ませることが出来る。

【0044】以下、本発明にかかる第1の実施形態につき、添付図面を参照して説明する。

【0045】図10に、電動式のパワーステアリング機構を搭載した操舵制御機構の一例を概略的に示す。操舵ハンドル50に連結された操舵軸51と転舵輪Wに連結された転舵軸52とがギヤボックス53を介して機械的に連結されている。また転舵軸52にはアシストモータ54を設けており、アシストモータ54の駆動力によって操舵のアシスト力を付与する機構となっている。制御装置60には、車速センサ55、横加速度センサ56の他、操舵ハンドル50の操舵角 $\theta$ を検出する操舵角センサ57、操舵トルク $M_t$ を検出するトルクセンサ58、アシストモータ54に流れる負荷電流値 $I_r$ を検出する電流センサ59の各検出結果が与えられる。そして、制御装置60は、これらの検出結果を基に、アシストモータ54を駆動する目標電流値 $I_{ps}$ を設定し、駆動回路61はアシストモータ54に目標電流値 $I_{ps}$ が供給されるように駆動電流の制御を行う。

【0046】制御装置60で実行される処理を図11のフローチャートに沿って説明する。まずS102に進み、各センサで検出された車速 $V$ 、操舵角 $\theta$ 、横加速度 $L_A$ 、負荷電流値 $I_r$ 、操舵トルク $M_t$ をそれぞれ読み込む。続くS104では、操舵ハンドル50に作用する

全操舵負荷を、下記(2)式より演算しその結果をトータル負荷(全操舵負荷)  $M_{tt}$  として設定する。なお、(2)式中、「 $K_{ps}$ 」はアシストモータ54に流れる負荷電流値  $I_r$  が操舵トルク  $M_t$  に及ぼす正の係数である。

$$[0047] M_{tt} = K_{ps} \cdot I_r + M_t \dots (2)$$

続くS106では、S104で設定したトータル負荷  $M_{tt}$  と車速  $V$  とをもとに、アシストモータ54に対する制御電流値  $I_{ps}$  を設定する。この場合、例えば図12に示すように、トータル負荷  $M_{tt}$  及び車速  $V$  に対する制御電流値  $I_{ps}$  の関係が予めマップ化されており、トータル負荷  $M_{tt}$  と車速  $V$  とに応じてこのマップをもとに検索し、対応する制御電流値  $I_{ps}$  を設定する。なお、制御電流値  $I_{ps}$  に対応してアシストモータ54から発生される力が、操舵補助力としてのアシスト力となる。

[0048] 続く108では、制御電流値  $I_{ps}$  に加えて、操舵反力  $M_T$  の位相を調整すべく、S102で読み込まれた横加速度  $L_A$  を用いて、下記(3)式をもとにアシストモータ54に対する目標制御量としての目標電流値  $I_m$  を設定する。

$$[0049] I_m = K_{la} \cdot L_A + I_{ps} \dots (3)$$

従って、(3)式中、右辺第1項が位相制御のための制御量となり、右辺第2項がアシスト力制御のための制御量となる。また、(3)式における「 $K_{la}$ 」は横加速度  $L_A$  が操舵トルク  $M_T$  に及ぼす正の係数である。図8などで示した位相制御例では、横加速度  $L_A$  の検出結果の符号を反転させて操舵反力  $M_T$  に加えており、これは操舵反力  $M_T$  を軽減する方向に加える処理である。ここで設定する制御量は、操舵反力  $M_T$  を軽減するアシストモータ54の制御量であるため、横加速度  $L_A$  の項は正の値となる。

[0050] そして、続くS110では、S108で設定された目標電流値  $I_m$  を駆動回路61へ出力し、駆動回路61はアシストモータ54に目標電流値  $I_m$  が供給されるように駆動電流の制御を行う。

[0051] このように電気式パワーステアリング機構におけるアシストモータ54を利用した場合にも、

(3)式の右辺第1項で設定する制御量において、操舵角  $\theta$  に対する操舵反力  $M_T$  の位相を横加速度  $L_A$  に応じて進めることができ、これによる効果は、前述した図8及び図9に示す通りである。

[0052] 次に、第2の実施形態について説明する。前述したように、図11のS108において(3)式をもとに目標電流値  $I_m$  を設定することで、高車速時における操舵角  $\theta$  操舵反力  $M_T$  特性のヒステリシス幅の減少を抑制している。高車速時におけるヒステリシス幅の減少を抑制することは、高車速時におけるヒステリシスの減少原因を絶つことになるが、これは同時に、車速  $V$  に伴って増加する操舵反力  $M_T$  の増加分を打ち消す方向

に作用する。すなわち、操舵角  $\theta$  に対する操舵反力  $M_T$  の位相を進ませる結果、操舵角  $\theta$  操舵反力  $M_T$  特性のリサージュ曲線の傾きが緩やかになり、実際に作用すべき操舵反力に比べて小さな操舵反力が操舵ハンドル50に対して作用することになる。このように、(3)式の右辺第1項は、車速  $V$  に伴って増加するタイヤ反力  $T_{sat}$  を打ち消すように作用するため、車速  $V$  に伴って増加する操舵反力  $M_T$  の感覚を打ち消す可能性がある。この点を考慮して、S108では、(3)式に代えて下記(4)式を採用する。(4)式では、(3)式の右辺に対し、車速  $V$  の増加に伴って操舵反力  $M_T$  を増加させる制御量(補正制御量)  $I_{ma}$  をさらに加えて、目標電流値  $I_m$  を設定する。なお、制御量  $I_{ma}$  は、操舵反力  $M_T$  を増加させる方向に加えるため、その符号は「-」となる。

$$I_m = K_{la} \cdot L_A - I_{ma} + I_{ps} \dots (4)$$

この制御量  $I_{ma}$  は、例えば図13に示すマップをもとに、操舵角  $\theta$  と車速  $V$  とに応じて設定する。なお、この場合、操舵角  $\theta$  に代えて、操舵角  $\theta$  と同様に变化する車両状態量を用いることができる。このような車両状態量としては、例えば、操舵ハンドル50と機械的に連結された転舵軸52のストローク位置、或いは、転舵輪  $W$  の転舵角などがある。

[0053] 以上説明した第1及び第2の実施形態では、転舵輪  $W$  から操舵系に作用する外力の大きさに対応する検知結果として、横加速度  $L_A$  を例示したが、この他にも、転舵軸52に作用する軸力  $F_r$  や、アシストモータ54の負荷電流値  $I_r$  も、転舵輪  $W$  から操舵系に作用する外力(タイヤ反力  $T_{sat}$ )と同様な特性を示す。従って、これらの検出結果を、横加速度  $L_A$  の代わりに用いることができ、 $K_{fr}$ 、 $K_{ir}$  を正の係数とすると、(3)式は、下記の(5)式、(6)式として表すことができる。

$$I_m = K_{fr} \cdot F_r + I_{ps} \dots (5)$$

$$I_m = K_{ir} \cdot I_r + I_{ps} \dots (6)$$

また、車両に作用するヨーレートを  $Y_r$ 、車速を  $V$  とすると、横加速度  $L_A$  は  $Y_r \cdot V$  に比例する。このため(3)式の右辺第1項は、 $K_{yr}$  を正の係数とすると、 $K_{la} \cdot L_A = K_{yr} \cdot Y_r \cdot V$  として表すことができ、(3)式は下記(7)式として表すことができる。

$$I_m = K_{yr} \cdot Y_r \cdot V + I_{ps} \dots (7)$$

また、このような転舵輪  $W$  から操舵系に作用する外力は、操舵ハンドル50の操舵に応じた機械的変位位置  $X$ 、その際の車速  $V$ 、路面  $\mu$  などをもとに把握することも可能である。従って、(3)式などの右辺第1項の制御量は、これらに応じた制御量  $f(X, V, \mu)$  として設定することも可能である。このような機械的変位位置  $X$  としては、転舵軸52のストローク位置、転舵輪  $W$  の転舵角などがあり、これらは操舵角  $\theta$  に対して位相遅れを持った検出信号となる。なお、検出された操舵角  $\theta$  自



体の値では、操舵反力MTの位相を進める信号としては利用できないが、後述するようにその検出結果の位相を変化させ、或いは、他の検出結果と組み合わせること、(3)式などの右辺第1項で設定される制御量を設定する際に用いることも可能である。

【0054】さらに、(3)式は、下記(8)式に示す

$$I_m = K_{la} \cdot LA - K_{la1} \cdot dLA/dt - K_{la2} \cdot d^2LA/dt^2 + I_{ps} \quad \dots (8)$$

図14に、 $LA'$ として示す波形は、横加速度LAの検出信号を微分して5倍した波形であり、この波形 $LA'$ は操舵反力MTよりも位相が進んでいる。従って、波形 $LA'$ を操舵反力MTに加えた波形 $MT+LA'$ は、操舵反力MTに対して位相が進んだ波形となる。また、このときの操舵角 $\theta$ に対する特性を図15に示すと、 $\theta \sim MT$ 特性に比べ、 $\theta \sim (MT+LA')$ の方が、操舵角 $\theta=0$ 付近のヒステリシス幅が増加している。このことから、 $MT+LA'$ とした波形は、操舵反力MTよりも操舵角 $\theta$ に対する位相進みが増加しており、横加速度LAの微分項に応じた力を操舵反力MTの増加方向に作用させることで、前述したヒステリシス幅の減少を抑制し得ることが分かる。

【0056】この横加速度LAの微分項は、操舵反力MTを増加させる方向に加えるため、アシスト力を設定する(8)式では、その右辺第2項の符号は「-」となっている。また、この右辺第2項を追加することで、操舵角 $|\theta|$ が小さい領域で、 $\theta \sim MT$ 特性のヒステリシス幅が増加するように作用するため、操舵ハンドル50の切り始めに感じる反力を増加させることができる。また、(8)式右辺第3項は、操舵角 $|\theta|$ が小さい領域で、かつ、操舵速度が低い操舵状態であっても、操舵加速度 $\neq 0$ であれば、 $\theta \sim MT$ 特性のヒステリシス幅が増加するように作用するため、操舵ハンドル50のふらつきを防止することができる。

【0057】なお、(8)式では、微分する検出信号として横加速度LAを例示したが、横加速度LA以外にも、転舵輪Wから操舵系に作用する外力(タイヤ反力Tsat)と同様な特性を示す検出結果として、転舵軸52

$$I_m = K_{la} \cdot LA - K_{ma1} \cdot d\theta/dt - K_{ma2} \cdot d^2\theta/dt^2 + I_{ps} \quad \dots (9)$$

また、以下の手法を採用することにより、検出信号の位相進め角或いは位相遅れ角を任意に設定することができる。ここでは操舵角 $\theta$ を例に、検出信号 $\theta = \sin(\omega t)$ の位相を変化させ、 $\sin(\omega t + \alpha)$ を作成する場合について説明する。

$$\sin(\omega t + \alpha) = \sin(\omega t) \cdot \cos(\alpha) + \cos(\omega t) \cdot \sin(\alpha) \quad \dots (10)$$

また、(10式)で $\sin(\omega t) = \theta$ とおくと、 $d\theta/dt = \cos(\omega t)$ であり、(10)式は下記(11式)として表すことができる。

$$\sin(\omega t + \alpha) = \cos(\alpha) \cdot \theta + \sin(\alpha) \cdot d\theta/dt \quad \dots (11)$$

ように、横加速度LAの変化状態を示す微分項や2回微分項をさらに追加して、目標電流値 $I_m$ を設定することもできる。なお、(8)式中、 $K_{la1}$ 、 $K_{la2}$ は正の係数である。

【0055】

に作用する軸力Frや、アシストモータ54の負荷電流値Irを用いることもできる。

【0058】また、操舵ハンドル50の操舵に応じた機械的変位位置を示す検出結果も、横加速度LAに変えて用いることができ、この場合には、操舵角 $\theta$ 、転舵軸52のストローク位置或いは転舵輪Wの転舵角などの検出信号が微分項に採用される。

【0059】この微分項には、明記したように操舵角 $\theta$ を用いることもできる。これは、例えば、操舵角 $\theta = \sin(\omega t)$ と仮定すると、この検出結果を微分することで $\cos(\omega t)$ となることにより、操舵角 $\theta$ の検出信号の位相が90度進む効果が見込まれるためである。

【0060】図16に、操舵角 $\theta$ の検出信号を微分して0.2倍した波形を $\theta'$ として示す。この波形 $\theta'$ は操舵角 $\theta$ よりも位相が進んでおり、波形 $MT+\theta'$ は波形MTに対して位相が進んだ波形となっている。また、このときの操舵角 $\theta$ に対する特性を図17に示すと、 $\theta \sim MT$ 特性に比べ、 $\theta \sim (MT+\theta')$ の方が、操舵角 $\theta=0$ 付近のヒステリシス幅が増加している。このことから、 $MT+\theta'$ とした波形は、操舵反力MTよりも操舵角 $\theta$ に対する位相進みが増加しており、操舵角 $\theta$ の微分項に応じた力を操舵反力MTの増加方向に作用させることで、前述したヒステリシス幅の減少を抑制し得ることが分かる。

【0061】なお、(8)式における微分項及び2回微分項に、操舵角 $\theta$ の検出結果を採用した場合、下記(9)式に示すようになる。(9)式中、 $K_{ma1}$ 、 $K_{ma2}$ は正の係数である。

【0062】

【0063】まず、 $\sin(\omega t + \alpha)$ は、三角関数の展開式を用いると、下記(10)式のように展開することができる。

【0064】

【0065】



従って、位相進め角となる「 $\alpha$ 」を任意に設定することで、検出結果となる操舵角 $\theta$ 及びその微分値をもとに、(11)式より、「 $\alpha$ 」に応じた位相進み信号を生成することができる。前述した検出信号を微分或いは反転させると、検出信号の位相は90度或いは180度進むことになるが、(11)式における「 $\alpha$ 」を適宜設定することで、この位相を進める角度を自由に設定することができる。これにより、例えばシステム設計時に、スポーツタイプとセダンで操舵フィーリングを変えるには、操舵フィーリングに応じたヒステリシス幅が得られるように、位相進め角となる「 $\alpha$ 」を変更すればよく、システム設計を容易に行うことができる。

【0066】また、この位相進め角となる「 $\alpha$ 」の値を、車速、路面 $\mu$ 、車両重量などに応じて設定することも可能であり、これにより、車速等の変化に応じた好適な「 $\alpha$ 」の値を設定することができる。例えば、(3)式の右辺第1項を(11)式の右辺に置き換え、 $K\alpha$ を正の係数とすると、次式として表すことができる。

$$【0067】 I_m = K\alpha \cdot (\cos(\alpha) \cdot \theta + \sin(\alpha) \cdot d\theta/dt) + I_{ps}$$

そして、上式における「 $\alpha$ 」の値を、車速 $V$ の増加に伴って次第に増加するよう、車速 $V$ に応じて設定することで、操舵角 $\theta$ に対する操舵反力 $MT$ の位相が、車速 $V$ の増加に伴ってより進むように位相制御が実施される。このような位相制御を行う結果、操舵角 $\theta$ に対する操舵反力 $MT$ の位相進みの程度が、車速 $V$ の増加に伴って小さくなる傾向を抑制することができ、先の図1或いは図5で示した高車速時におけるヒステリシス幅の減少を抑制できる。

【0068】さらに、目標電流値 $I_m$ を設定する際、(9)式のように、操舵角 $\theta$ の位相を、その微分項を用いて進めるようにすると、操舵ハンドル50の動きが止まると、その分操舵反力が減少する。このような場合にも、(9)式の微分項に代えて(11)式を用いると、操舵角 $\theta$ に関する比例項((11)式右辺第1項)に基づく制御量が生じることとなり、これにより操舵停止前後における操舵トルクの変化を抑制することができる。

【0069】なお、(11)式における右辺第2項の符号を「-」とすることで、同式左辺は $\sin(\omega t - \alpha)$ となるため、「 $\alpha$ 」は位相遅れ角として設定することも可能である。

【0070】また、(11)式では、操舵角 $\theta$ を例示したが、横加速度 $L_A$ 、ヨーレート $Y_r$ 、ロールレートなどの他の検出結果であっても、同一手法によって、検出信号の位相を変化させることができる。

【0071】次に第3の実施形態について説明する。

【0072】操舵のアシスト力を除外すると、操舵反力 $MT$ は、操舵系の摩擦力 $T_m$ とタイヤ反力 $T_{sat}$ で構成され、この摩擦力 $T_m$ の作用によって、操舵反力 $MT$ は操舵角 $\theta$ に対して位相が先行する(図3～図5参照)。

前述したように、操舵角 $\theta$ に対するタイヤ反力 $T_{sat}$ の位相遅れが高車速ほど大きくなり、この影響で、操舵角 $\theta$ に対して先行していた操舵反力 $MT$ の位相進みが減少し、操舵角 $\theta$ ～操舵反力 $MT$ 特性におけるヒステリシス幅が減少する。従って、高車速まで大きなヒステリシス幅を残すためには、操舵系の機械的な摩擦力 $T_m$ を予め大きく付与しておけば良いことになる。

【0073】しかし、摩擦力 $T_m$ をより大きく付与することで、低車速の場合には以下のような不都合を生じる。

【0074】まず、摩擦力 $T_m$ によりハンドル操作が重くなり、特に、低車速で走行する状況では、ハンドル操作による操舵角 $\theta$ の変化範囲も大きく、運転者の負担が大となる。

【0075】また、図18に示すように、矢印Aで示す操舵ハンドルの切り戻し時には、操舵系の摩擦力 $T_m$ が大きいほど操舵反力 $MT$ は小さくなり、操舵反力 $MT$ を利用して操舵ハンドルを滑らせて戻すような操作をする場合には、この影響で操舵ハンドルの切り戻し速度が遅くなり、車両の向きが戻り難くなる。

【0076】さらに、このように操舵ハンドルを滑らせて戻した場合、矢印Bで示す操舵反力 $MT=0$ となる操舵角まで戻ると、操舵ハンドルの回転が停止してしまい、車両を直進状態に戻すには、さらに切り戻す方向に運転者が操舵力を加える必要があり、この傾向は低車速ほど顕著となる。

【0077】そこで、ある程度の大きさの摩擦力 $T_m$ を操舵系に付与しておき、低車速ほど操舵角 $\theta$ ～操舵反力 $MT$ 特性のヒステリシス幅を小さくし、高車速ほどこのヒステリシス幅を大きくすることで、低車速域での操作性と高車速域での安定性の両立を図ることができる。

【0078】このようにヒステリシス幅を増減させる制御例を、図19のフローチャートに沿って説明する。なお、操舵制御機構は、先に示した図10と同様である。

【0079】まずS202～S206を、図11で説明したS102～S106と同様に実行した後、S208に進む。

【0080】S208では、S202で読み込んだ車速 $V$ をもとに係数 $K1a3$ を設定する。この場合、例えば、図20に示すように、車速 $V$ と係数 $K1a3$ との関係が予めマップ化されており、車速 $V$ に応じてマップ検索し、対応する係数 $K1a3$ を設定する。これにより、係数 $K1a3$ は、車速 $V$ のしきい値 $V_{th}$ を境として、低車速ほどその絶対値が増加する負の値として、高車速ほど絶対値が増加する正の値として、それぞれ設定される。

【0081】続くS210では、S202で読み込まれた横加速度 $L_A$ 、S206で設定された制御電流値 $I_{ps}$ 、S208で設定された係数 $K1a3$ を用い、下記(12)式をもとに、アシストモータ54に対する目標

電流値  $I_m$  を設定する。

$$I_m = -K_{la3} \cdot dL A / dt + I_{ps} \quad \dots (12)$$

そして、続く S212 では、S210 で設定された目標電流値  $I_m$  を駆動回路 61 へ出力し、駆動回路 61 はアシストモータ 54 に目標電流値  $I_m$  が供給されるように駆動電流の制御を行う。

【0083】このように、しきい値  $V_{th}$  を超える高車速域では、操舵角  $\theta$  に対する操舵反力  $M_T$  の位相進みの程度が、車速  $V$  の増加に伴ってより増加するように、また、しきい値  $V_{th}$  以下の低車速域では、操舵角  $\theta$  に対する操舵反力  $M_T$  の位相進みの程度が、車速  $V$  の低下に伴ってより減少するように、目標電流値  $I_m$  が設定される。従って、高車速域では車速  $V$  の増加に伴って、操舵

$$I_m = -K_{la3} \cdot dL A / dt - I_{ma} + I_{ps} \quad \dots (13)$$

この場合、制御量  $I_{ma}$  は、例えば図 21 に示すマップをもとに、操舵角  $\theta$  及び車速  $V$  に応じて設定する。これにより、車速  $V$  がしきい値  $V_{th}$  以上の高速領域では、操舵反力  $M_T$  の位相を進ませることに伴う操舵反力の減少を抑制するように、また、車速  $V$  がしきい値  $V_{th}$  以下の低速領域では、操舵反力  $M_T$  の位相を遅らせることに伴う操舵反力の増加を抑制するように、操舵角  $\theta$  及び車速  $V$  に応じた制御量  $I_{ma}$  が設定される。

【0086】なお、(12) 式は一例を示したものであり、目標電流値  $I_m$  の設定に際し、例えば (8) 式を採用した場合には、係数  $K_{la}$ 、 $K_{la1}$ 、 $K_{la2}$  の値を、それぞれ車速  $V$  に応じて設定すればよい。すなわち、車速  $V$  がしきい値  $V_{th}$  よりも高速域では車速  $V$  の増加に連れて増大する正の値として、また、低速域では車速  $V$  の低下に連れてその絶対値が増加する負の値として、各係数をそれぞれ車速  $V$  に応じて設定する。そして、この場合も同様に、例えば図 21 をもとに制御量（補正制御量） $I_{ma}$  を考慮して目標電流値  $I_m$  を設定することもできる。

【0087】以上説明した各実施形態では、操舵反力を電氣的に制御し得る機構として、電気パワーステアリング機構を例示したが、例えば、操舵反力を電氣的に制御し得る油圧パワーステアリング機構にも適用することができる。

【0088】また、操舵系に駆動力を付与するアクチュエータとして、パワーステアリング機構のアシストモータを例示したが、必ずしもパワーステアリング機構におけるアシストモータを用いる必要はなく、操舵系に駆動力を付与して操舵反力  $M_T$  の位相を制御し得るアクチュエータを備えていればよい。従って、このような位相制御は、パワーステアリング機構を備えない操舵装置、或いは、操舵系と転舵系とが機械的に分離し反力モータによって操舵反力を制御するタイプの操舵装置にも適用可能である。

【0089】例えば、操舵系に操舵反力を付加するアクチュエータの駆動制御を行う場合では、(3) 式を例に

【0082】

角  $\theta$  ～操舵反力  $M_T$  特性におけるヒステリシス幅が増加して、高車速時の操縦安定性を向上させることができる。また、低車速域では車速  $V$  の低下に伴ってこのヒステリシス幅が減少し、操舵力を低減すると共に、操舵ハンドルの切り戻しの操作性を向上させることができる。

【0084】また、この際、先の実施形態で説明したように、位相制御に起因して変化する操舵反力  $M_T$  の大きさを調整する制御量（補正制御量） $I_{ma}$  を考慮すると、先の S210 では、下記 (13) 式をもとに、アシストモータ 54 に対する目標電流値  $I_m$  を設定する。

【0085】

説明すると、アシスト力制御のための制御量となる制御電流値  $I_{ps}$  が不要となり、かつ、制御量が反転するため、目標電流値  $I_m$  は、 $I_m = -K_{la} \cdot L A$  として設定される。なお、目標電流値  $I_m$  を設定する他の設定式でも、同様に、制御電流値  $I_{ps}$  を除去し、その他の各演算項の符号を反転することで、操舵系に操舵反力を付加するアクチュエータの目標電流値  $I_m$  として設定することができる。

【0090】次に、第 4 の実施形態について説明する。

【0091】第 1 ～ 第 3 の実施形態では、タイヤ反力  $T_{sat}$  に着目して操舵反力  $M_T$  を制御する場合を説明したが、操舵反力  $M_T$  はタイヤ反力  $T_{sat}$  と操舵系の摩擦力  $T_m$  との合成力として構成されるため、操舵系の摩擦力  $T_m$  を変化させることで、操舵反力  $M_T$  の位相を制御することも可能である。以下に、操舵系の摩擦力  $T_m$  を変化させることで、操舵反力  $M_T$  の位相を制御する実施形態について説明する。

【0092】図 22 は、操舵系に作用する摩擦力  $T_m$  の大きさを調整する機構を備えた、ラック & ピニオン式のステアリングギヤボックスを示す。このステアリングギヤボックスの下部は、ラックハウジング 100 を構成しており、ラックハウジング 100 内には、操舵軸 110 と一体的に回転するピニオン軸 120 や、このピニオン軸 120 と噛合したラック軸 130 などを収容している。

【0093】ラック軸 130 におけるピニオン軸 120 の対向側には、ラックガイド 140、台座 150 などを配している。ラックガイド 140 は台座 150 とラック軸 130 との間のラックハウジング 100 内を摺動可能に配置されており、台座 150 はラックハウジング 100 の開口部内に締着されている。ラックガイド 140 と台座 150 との間にはスペース 180 が形成されており、このスペース 180 内にコイルスプリング 160 を配設している。また、このスペース 180 には、油圧配管 171 を介してオイルポンプ 170 から所定圧の圧油が供給される機構となっている。なお、図中、参照番号

141は、オイルの漏洩を防止するオイルシールである。

【0094】従って、ラックガイド140は、台座150に反力をとったコイルスプリング160の反発力とスペース180内の油圧とにより、ラック軸130をピニオン軸120側に押圧する機構となっている。スペース180内の油圧を増加させると、ラックガイド140による押圧力が増加して、ラック軸130がピニオン軸120をより強く押圧する状態となり、操舵系の摩擦力が増加する。反対に、スペース180内の油圧を減少させると、操舵系の摩擦力が低下する。このようにオイルポンプ170によりスペース180内の油圧を変化させることで、操舵系に作用する摩擦力の大きさを変化させることができる。なお、この場合、このように油圧によってラックガイド140の押圧力を変化させる油圧機構部が、操舵反力MTの位相を制御するアクチュエータとなる。

【0095】そこで、例えば、図23に示すように、車速Vの増加に伴って、スペース180内の油圧が増加するように、オイルポンプ170を制御する。スペース180内の油圧変化に伴う、操舵系の摩擦力Tmの変化分を可変摩擦力Tmδ1とすると、操舵角θと可変摩擦力Tmδ1との関係は、図24に示すようになり、低車速では点線、中車速では一点鎖線、高車速では二点鎖線で示す枠に沿って推移する。このように、可変摩擦力Tmδ1は車速Vの増加に伴って増加するため、操舵系の摩擦力Tmも車速Vの増加に伴って増加する傾向となる。

【0096】先に説明したように、操舵系の摩擦力Tmの位相は操舵角θに対して進んでおり、(図3参照)、タイヤ反力Tsatの位相は操舵角θに対して遅れており(図4)、操舵系の摩擦力Tmとタイヤ反力Tsatとを足し合わせた力として操舵反力MTが構成される。車速Vの増加に伴ってタイヤTsatの位相遅れが大きくなるが、その分、摩擦力Tmが増加することで、タイヤTsatの位相遅れによる影響を抑制でき、その結果、高車速時の操舵角～操舵反力特性におけるヒステリシス幅の減少を抑制することができる。

【0097】また、検出された横加速度LAの変化状態を示す、横加速度LAの微分項をもとに摩擦力Tmを調整することもできる。例えば、図25に示すように、横加速度LAの微分項の絶対値となる $|dLA/dt|$ が増加するに連れて、スペース180内の油圧が増加傾向となるように、オイルポンプ170を制御する。この場合、車速Vが高いほど、また操舵速度 $|d\theta/dt|$ が大きいほど、図25の特性は、点線、一点鎖線、二点鎖線へと推移する。

【0098】そして、スペース180内の油圧変化に伴う、操舵系の摩擦力Tmの変化分を可変摩擦力Tmδ2とすると、操舵角θと可変摩擦力Tmδ2との関係は、図26に示すようになり、操舵系に作用する全摩擦力と

なる摩擦力Tmと操舵角θとの関係は、図27で示すようになる。この場合も、設定されるスペース180内の油圧が大きいほど、図26及び図27の特性は、点線、一点鎖線、二点鎖線へと推移する。

【0099】このように、横加速度LAの微分項をもとに可変摩擦力Tmδ2を調整することで、操舵角 $|\theta|$ が大きい両側域に比べ、中立位置付近となる操舵角θ=0付近での摩擦力が増加するように、操舵系の摩擦力Tmを変化させることが可能となる。

【0100】さらに、このように設定する可変摩擦力Tmδ1、Tmδ2を組み合わせて、全可変摩擦力Tmδを設定することもできる。例えば、K1、K2、K3及びK4を正の係数とすると、高車速域では、全可変摩擦力Tmδを $Tm\delta = K1 \cdot Tm\delta1 + K2 \cdot Tm\delta2$ として設定し、低車速域では、 $Tm\delta = K3 \cdot Tm\delta1 - K4 \cdot Tm\delta2$ として全可変摩擦力Tmδを設定する。

【0101】このようにして全可変摩擦力Tmδを設定することにより、操舵系に作用する全摩擦力となる摩擦力Tmと操舵角θとの関係は、図28に示すようになり、高車速域では実線で示す関係となり、低車速域では点線で示す関係となる。従って、高車速域では相対的に摩擦力Tmを増加させ、特に操舵角θ=0付近での摩擦力Tmを増加させ、反対に低車速域では、相対的に摩擦力Tmを低下させ、特に操舵角=0付近での摩擦力Tmを低く抑えるように制御することも可能となる。

【0102】そして、このように摩擦力Tmを制御することで、操舵角θに対するタイヤ反力Tsatの位相差を一定とすると、摩擦力Tmの増加に伴って、操舵角θに対する操舵反力MTの位相がより進められるように作用する。この作用により、操舵角θ～操舵反力MT特性におけるヒステリシス幅を増加させることができる。

【0103】例えば、高車速域では、図29(a)に示すように、操舵角θに対するタイヤ反力Tsatの位相遅れが増加することにより、操舵角θ=0付近のヒステリシス幅が減少する。この場合、図28の実線で示すように摩擦力Tmを制御することで、特に操舵角θ=0付近で操舵反力MTの位相をより進めることができ、この作用により、図29(b)に示すように操舵角θ=0付近のヒステリシス幅を増加させることができる。

【0104】また、操舵系の摩擦力Tmとして、比較的大きな摩擦力が予め付与されている場合には、低車速域における操舵角θ～操舵反力MT特性が、例えば図30(a)で示すようになる。この場合、例えば図28の点線で示すように摩擦力を制御することにより、操舵角θの全域において摩擦力Tmが低減され、その結果、操舵角θに対する操舵反力MTの位相進みの程度がより減少する。この作用により、図30(b)に示すように操舵角θの全域においてヒステリシス幅を減少させることができ、低車速時には、操舵角θの全域で操舵フィーリングを軽くすることができる。

【0105】第4の実施形態としては、図22ではスペース180内の油圧を変化させるオイルポンプ170を設ける場合を例示したが、このような油圧発生機構は、車両に搭載されている油圧式のパワーステアリング機構をそのまま利用することもできる。

【0106】図31にその構造を示す。なお図中、図22の部材と同一の部材には同一の参照番号を付して示す。

【0107】ベーンポンプ210から吐出されたオイルは分流弁220へ流入し、ソレノイドバルブ230へ向かう流路P1、ロータリーバルブ240へ向かう流路P2、油圧反力室250へ向かう流路P3にそれぞれ分流される。流路P3は途中で流路P4と分岐し、流路P4がスペース180に接続している。従って、スペース180内の油圧は油圧反力室250内の油圧変化に伴って変化する。なお、油圧反力室250内には、操舵軸110と連動するコントロールバルブシャフト252、背面側に油圧が作用してコントロールバルブシャフト252を押圧するプランジャ251などが收容されている。

【0108】車両直進時の回路油圧は、制御部260の制御の下、流路P1に臨むソレノイドバルブ230の開口面積（バルブ開度）を変化させることで制御される。制御部260は、例えば図32に示すように車速Vに応じた制御電流I<sub>v</sub>をソレノイドバルブ230に対して出力し、制御電流I<sub>v</sub>に対するソレノイドバルブ230の開口特性は、例えば図33に示すようになっている。

【0109】従って、車速Vが高いほどソレノイドバルブ230の開口面積が小さくなって、油圧反力室250にかかる油圧は上昇し、同時にラックハウジング100内のスペース180にかかる油圧も上昇して、操舵系に作用する摩擦力が増加する。また、中・高車速時には、ハンドル操舵により、ロータリーバルブ240のバルブ開度が減少して、ロータリーバルブ240へ向かう流路P2の油圧が上昇し、これに伴って流路P3及びP4の油圧が上昇する。さらに油路P2の油圧上昇に伴い、固定オリフィス270を通過して流路P4側へオイルが供給されるため、流路P3及びP4の油圧がより上昇する。このような作用により、中・高速で走行中の操舵時には、スペース180にかかる油圧がより高くなり、操舵系に作用する摩擦力もより増加することになる。

【0110】このように油圧式のパワーステアリング機構を利用して、操舵系の摩擦力を変化させることも可能である。

【0111】以上説明した第4の実施形態では、操舵系の摩擦力を横加速度L Aの微分項に応じて変化させる例を説明したが、この微分項に代えて、(11)式で示したように位相進め角或いは位相遅れ角としての角度

「 $\alpha$ 」を適宜設定し、横加速度L Aの検出結果の位相を変化させた信号をもとに、操舵系に作用する摩擦力を制御しても良い。

【0112】また、第4の実施形態では、転舵輪から操舵系に作用する外力の大きさに対応する検知結果として、横加速度L Aを例示したが、ヨーレートY<sub>r</sub>及び車速V、或いは転舵軸52に作用する軸力F<sub>r</sub>やアシストモータ54の負荷電流値I<sub>r</sub>（図10参照）の検出結果を、横加速度L Aの代わりに用いることができる。

【0113】さらに、操舵系に作用する外力の大きさに対応する検知結果以外にも、操舵ハンドル50の操舵に応じた機械的変位位置となる、操舵角 $\theta$ 、ラック軸130のストローク位置などをもとに、同様に操舵系の摩擦力T<sub>m</sub>を制御しても良い。

【0114】また、第4の実施形態では、スペース180にかかる油圧を変化させることで操舵系に作用する摩擦力を変化させたが、例えば、ラックハウジング100に締着された台座150を、モータなどのアクチュエータにより回転させることで、台座150の締着位置を制御しても良い。この場合、台座150が前進・後退することにより、ラックガイド140を押圧するコイルスプリング160の押圧力が変化するため、操舵系の摩擦力を変化させることができる。

【0115】なお、このような摩擦力制御は、図34に示すように、操舵系と転舵系とが機械的に分離し、反力モータ300によって操舵反力を制御するタイプの操舵装置にも適用可能である。この場合、摩擦力制御機構としては、例えば操舵軸310と一体化した円盤状のディスク320をブレーキパッド330で挟み込み、操舵軸310の回転方向に対する摩擦力を発生する、いわゆるディスクブレーキを採用することができる。この機構では、ブレーキパッド330の挟み込む力を発生する、例えば油圧などを制御することで、操舵系の摩擦力制御を実施できる。

【0116】また、操舵軸310の周囲にコイル340を配し、コイル340をステータ、操舵軸310をロータとする電動アクチュエータとして構成し、コイル340と操舵軸310との間に発生する電磁力により、操舵軸310の回転方向に対する反力を付与することができる。この場合には、コイル340に流れる電流を制御することで、操舵系の反力制御を実施できる。

【0117】

【発明の効果】以上説明したように、各請求項にかかる操舵制御装置によれば、操舵系に駆動力を付与するアクチュエータと、アクチュエータの駆動制御を行って操舵ハンドルに作用する操舵反力の位相を制御する位相制御手段とを備える構成を採用した。

【0118】従って、操舵角～操舵反力特性におけるヒステリシス幅を制御することが可能となり、これにより、機械的な構造を変更することなく、このヒステリシス幅を任意に設定し、また、好適に変化させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】中速時及び高速時における、操舵角 $\theta$ ～操舵反力MT特性図である。

【図 2】操舵ハンドルから転舵輪に至る操舵系を概略的に示すと共に、操舵角 $\theta$ の変化方向と、これに応じた操舵反力MT、横加速度LA及びヨーレートYrが作用する方向を示す図である。

【図 3】操舵角 $\theta$ と操舵系の摩擦力Tmとの関係を示す、操舵角 $\theta$ ～摩擦力Tm特性図である。

【図 4】高車速時と低車速時における、操舵角 $\theta$ とタイヤ反力Tsatとの関係を示す、操舵角 $\theta$ ～タイヤ反力Tsat特性図である。

【図 5】摩擦力Tmと操舵反力Tsatとを足し合わせた反力(Tm+Tsat)と、操舵角 $\theta$ との関係を示す特性図である。

【図 6】中車速時における、検出結果等の時間的推移を示す図である。

【図 7】高車速時における、検出結果等の時間的推移を示す図である。

【図 8】検出結果等の時間的推移を示す図である。

【図 9】操舵角 $\theta$ と各値との位相差を示すリサージュ波形である。

【図 10】操舵制御装置の構成を概略的に示す図である。

【図 11】駆動回路の制御処理を示すフローチャートである。

【図 12】トータル負荷Mtt及び車速Vと、制御電流値Ipsとの関係を規定したマップである。

【図 13】操舵角 $\theta$ 及び車速Vと、制御量Imaとの関係を規定したマップである。

【図 14】検出結果等の時間的推移を示す図である。

【図 15】操舵角 $\theta$ と各値との位相差を示すリサージュ曲線である。

【図 16】検出結果等の時間的推移を示す図である。

【図 17】操舵角 $\theta$ と各値との位相差を示すリサージュ曲線である。

【図 18】操舵角 $\theta$ と操舵反力MTとの位相差を示すリサージュ曲線である。

【図 19】他の実施形態にかかる、駆動回路の制御処理を示すフローチャートである。

【図 20】車速Vと係数K1aとの関係を規定したマップである。

【図 21】操舵角 $\theta$ と制御量Imaとの関係を、車速V

に応じて規定したマップである。

【図 22】ラック&ピニオン式のステアリングギヤボックスを示す縦断面図である。

【図 23】車速Vと油圧との関係を規定したマップである。

【図 24】操舵角 $\theta$ と操舵系の変摩擦係数Tm $\delta$ 1との関係を示す特性図である。

【図 25】横加速度の微分項|dLA/dt|と油圧との関係を規定したマップである。

【図 26】操舵角 $\theta$ と操舵系の変摩擦係数Tm $\delta$ 2との関係を示す特性図である。

【図 27】変摩擦係数Tm $\delta$ 2が作用した場合における、操舵角 $\theta$ と操舵系の摩擦力Tmとの関係を示す特性図である。

【図 28】操舵角 $\theta$ と操舵系の摩擦力Tmとの関係を示す特性図である。

【図 29】(a)は高車速時における操舵角 $\theta$ ～操舵反力MT特性図、(b)は操舵系の摩擦力を制御した場合の変化を示す操舵角 $\theta$ ～操舵反力MT特性図である。

【図 30】(a)は低車速時における操舵角 $\theta$ ～操舵反力MT特性図、(b)は操舵系の摩擦力を制御した場合の変化を示す操舵角 $\theta$ ～操舵反力MT特性図である。

【図 31】油圧式のパワーステアリング機構を利用した操舵系の摩擦力制御機構を示す構成図である。

【図 32】車速Vとソレノイドバルブの制御電流Ivとの関係を規定したマップである。

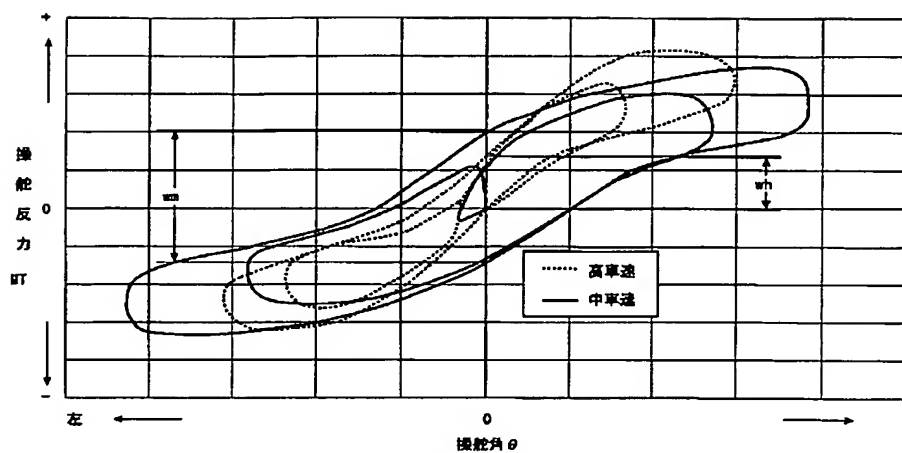
【図 33】ソレノイドバルブの制御電流Ivと分流弁の開口面積との関係を示すマップである。

【図 34】反力モータによって操舵反力を制御する操舵装置に対応した、摩擦力付与機構を概略的に示す説明図である。

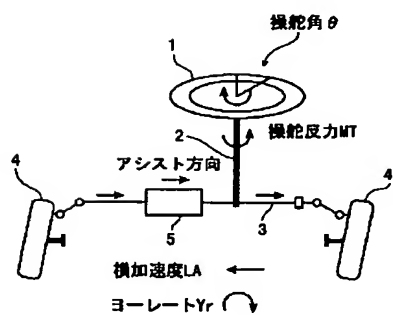
【符号の説明】

50…操舵ハンドル、51…操舵軸、52…転舵軸、53…ギヤボックス、54…アシストモータ、57…操舵角センサ、58…トルクセンサ、59…電流センサ、100…ラックハウジング、110…操舵軸、120…ピニオン軸、130…ラック軸、140…ラックガイド、150…台座、160…コイルスプリング、170…オイルポンプ、300…反力モータ、310…操舵軸、320…ディスク、330…ブレーキパッド、340…コイル。

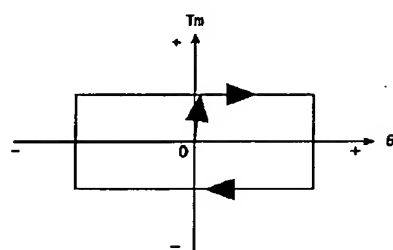
【図1】



【図2】

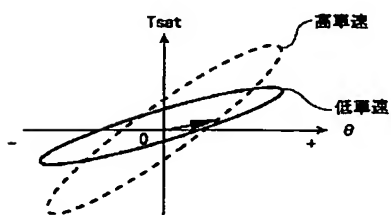


【図3】

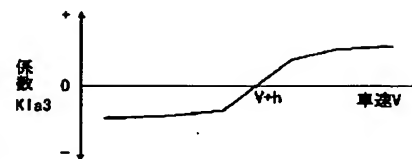
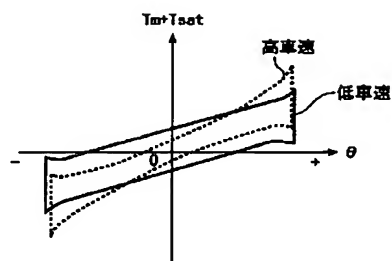


【図20】

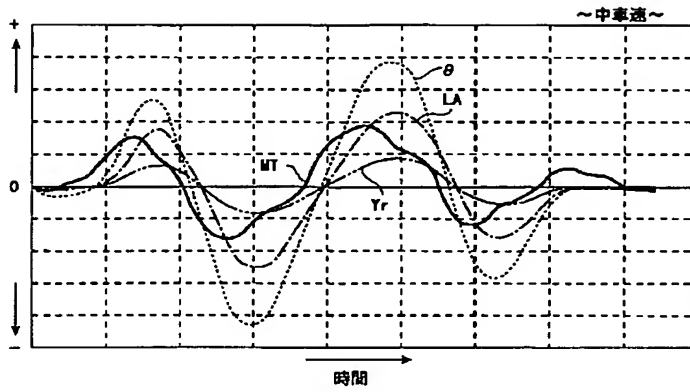
【図4】



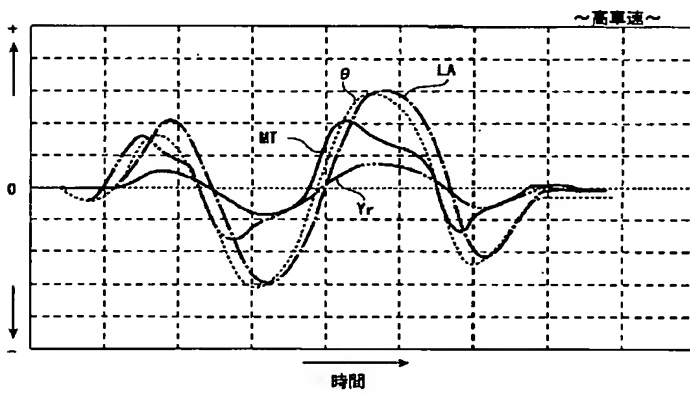
【図5】



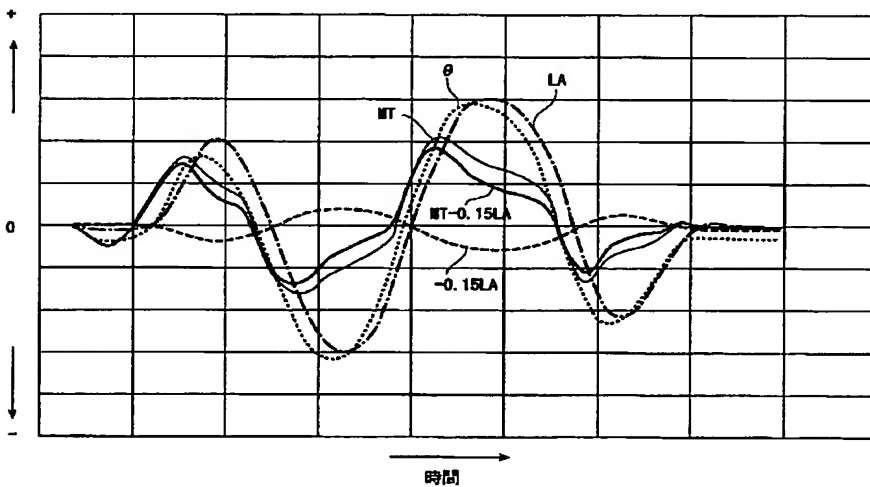
【図6】



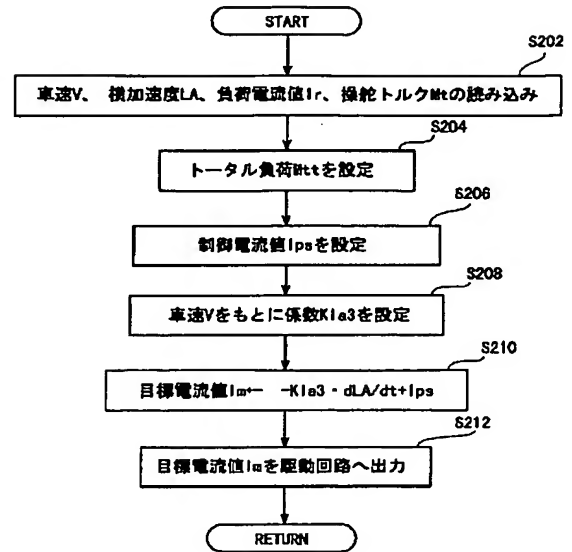
【図7】



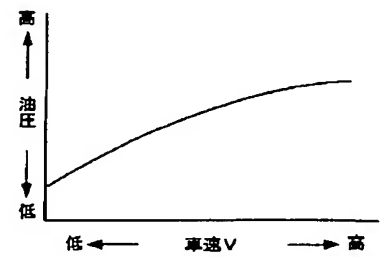
【図8】



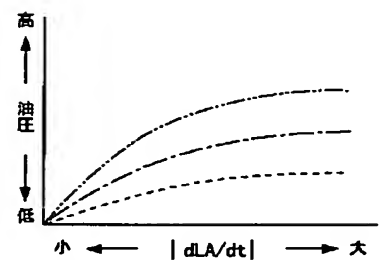
【図19】



【図23】

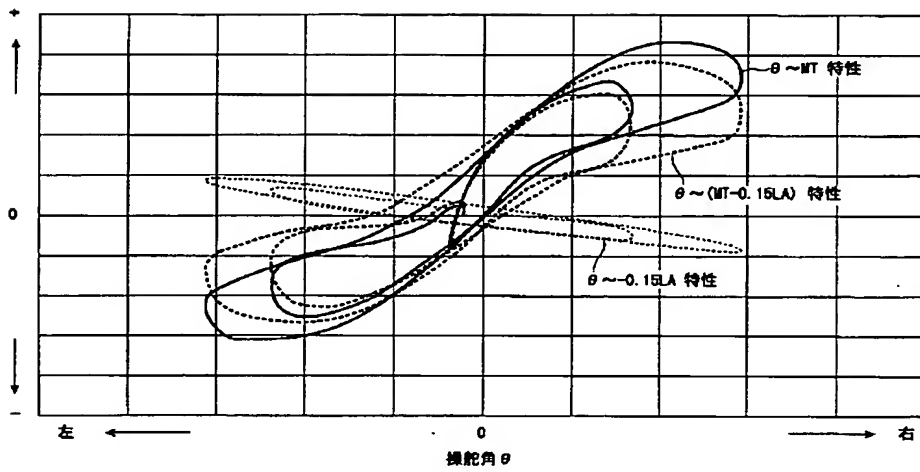


【図25】

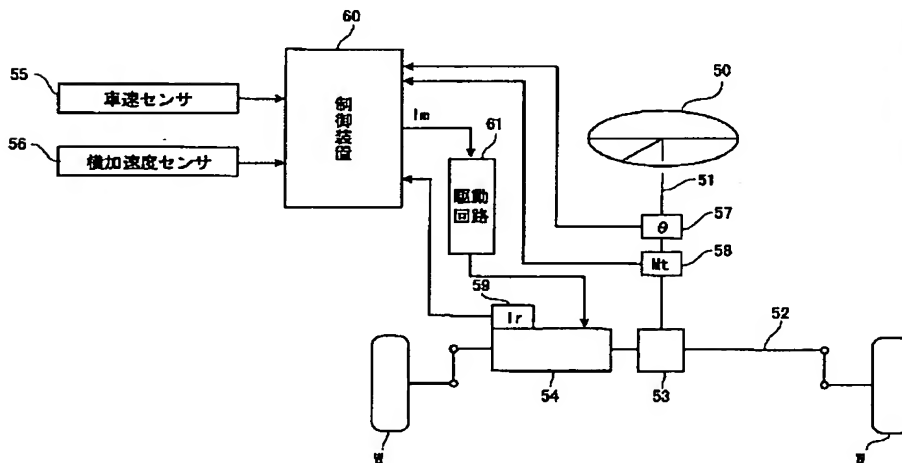




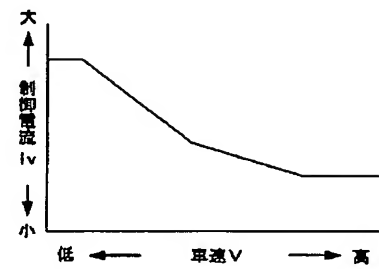
【図9】



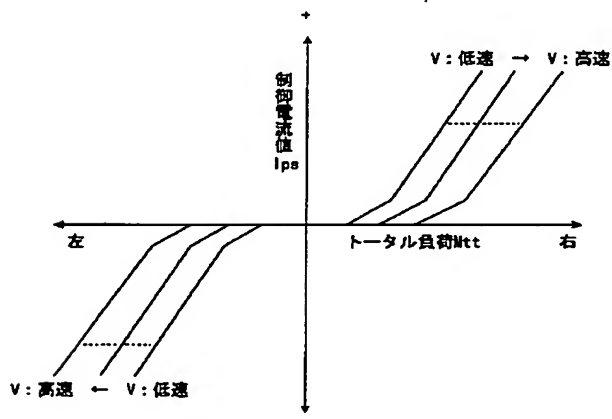
【図10】



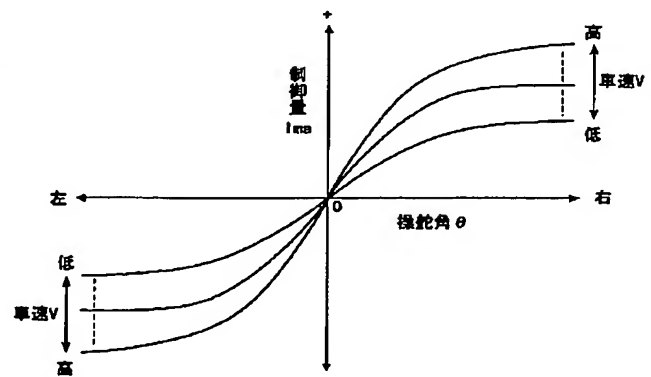
【図32】



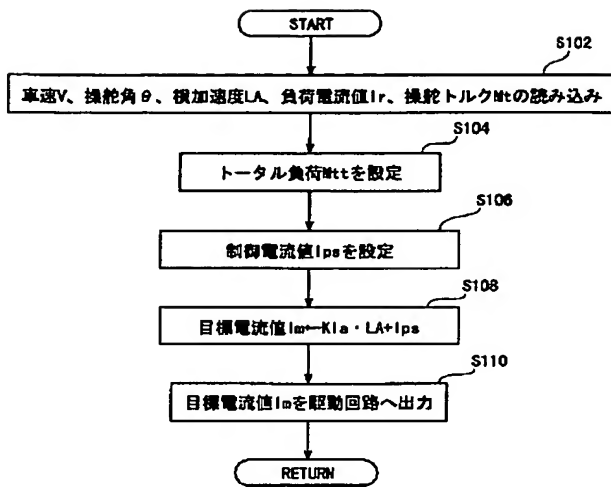
【図12】



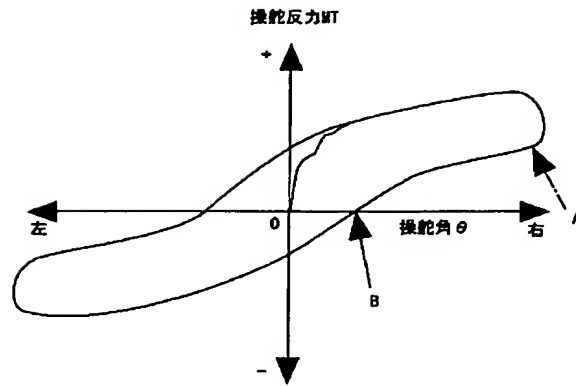
【図13】



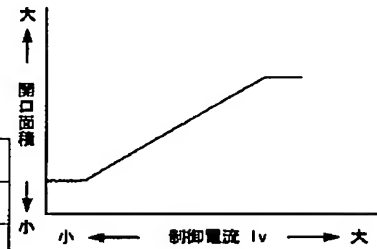
【図11】



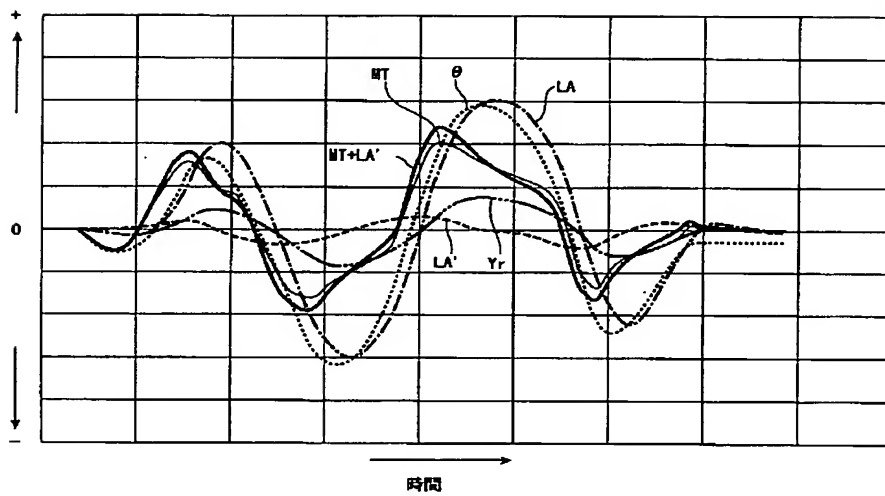
【図18】



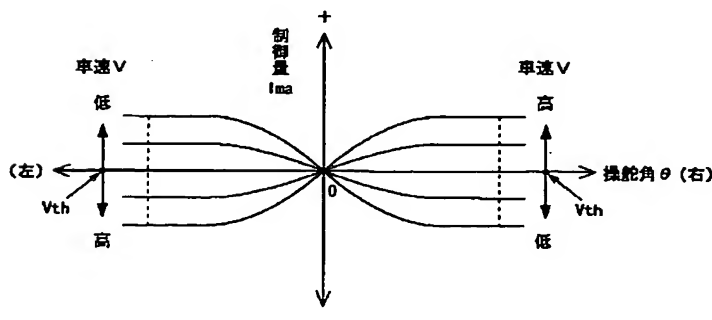
【図33】



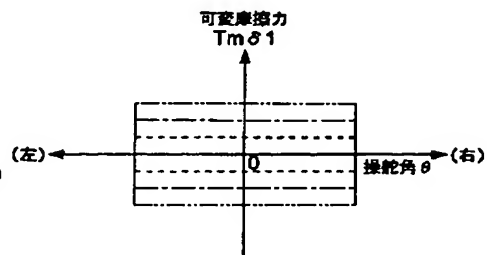
【図14】



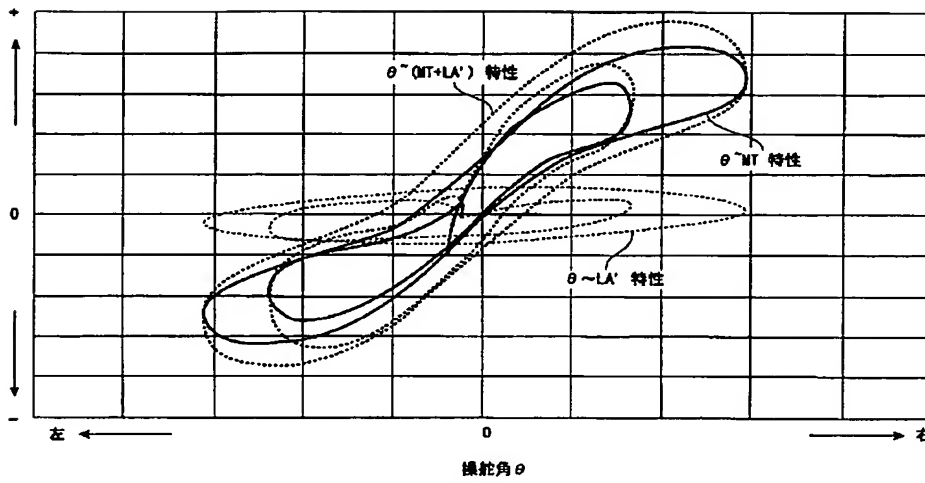
【図21】



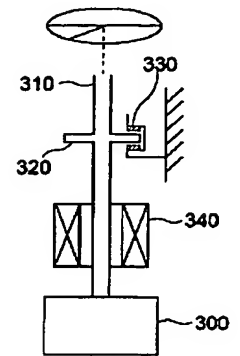
【図24】



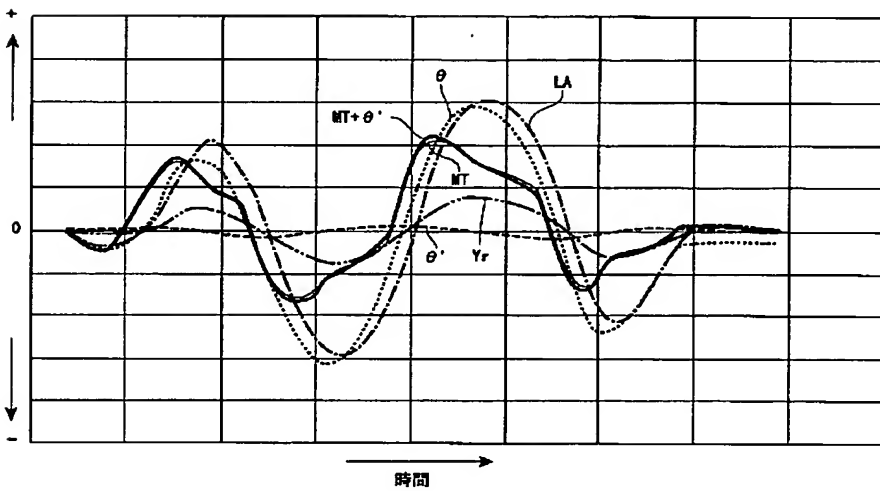
【図15】



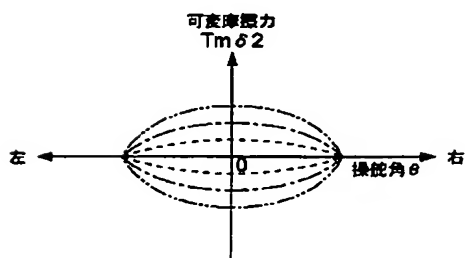
【図34】



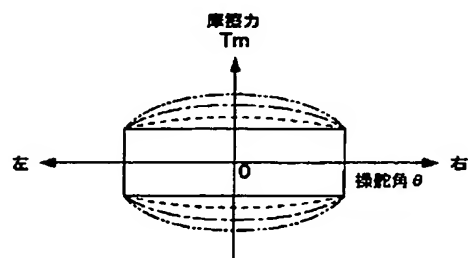
【図16】



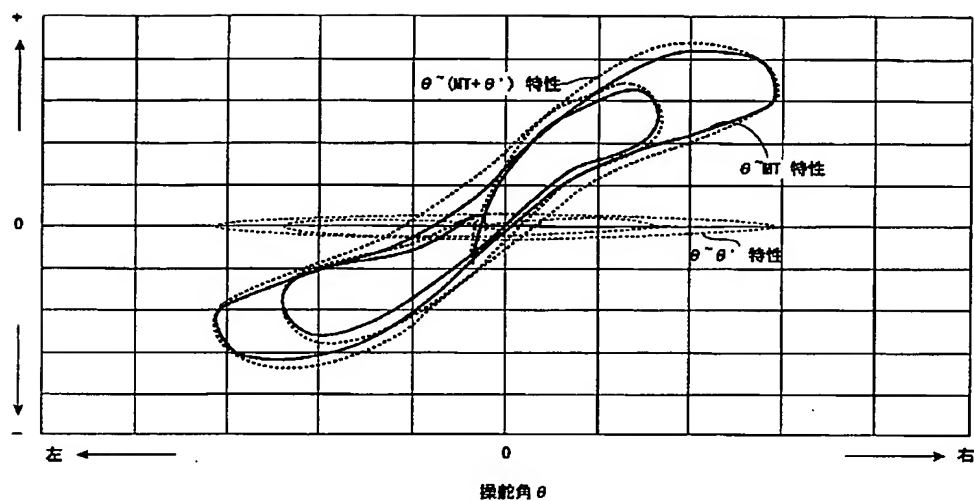
【図26】



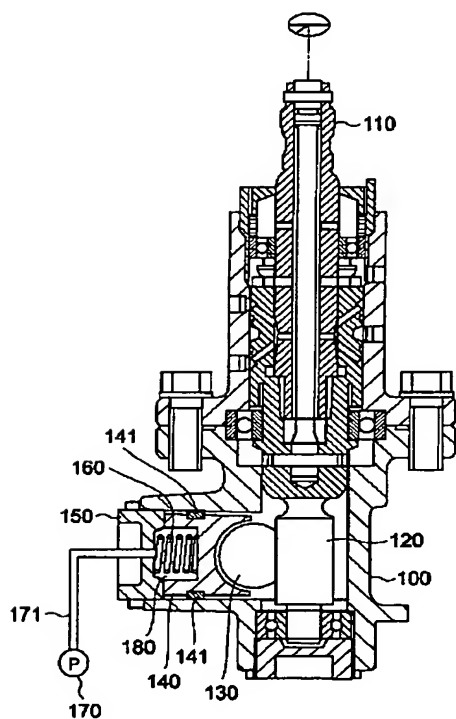
【図27】



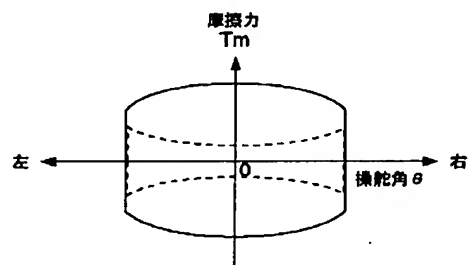
【図 17】



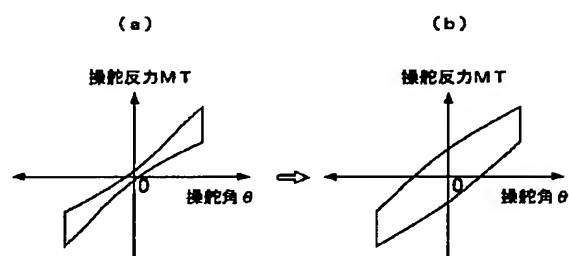
【図 22】



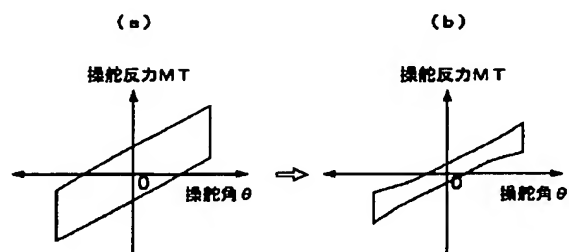
【図 28】



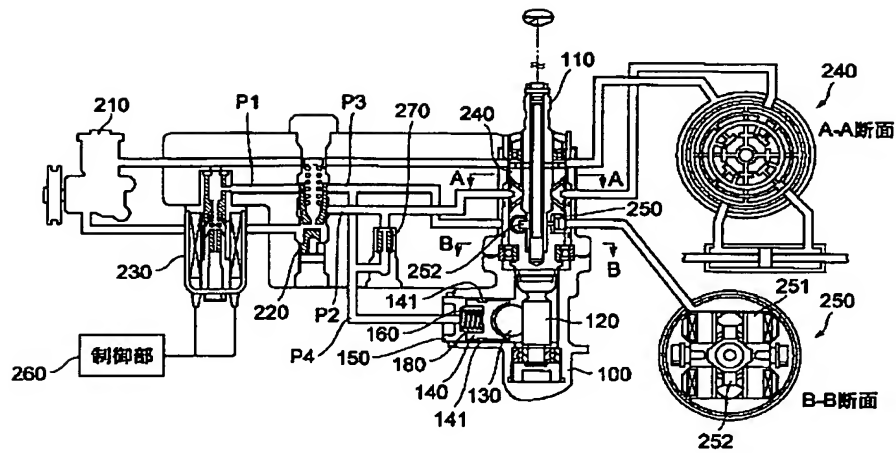
【図 29】



【図 30】



【図31】



フロントページの続き

(51)Int. Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

キーワード(参考)

B 6 2 D 111:00  
119:00

Fターム(参考) 3D032 CC02 CC08 DA03 DA15 DA23  
DA29 DA50 DA64 DA82 DB02  
DB03 DC03 DC08 DC17 DD02  
DE10 EA01 EB04 EB11 EB12  
EC03 EC14 EC23 EC29 GG01  
3D033 CA11 CA13 CA14 CA16 CA17  
CA20 CA21 FD03 FD16 FD17  
FD18 JB16 JB17 JB18